

# Motor vehicle brake-by-wire brake system

**Patent number:** DE19629936

**Publication date:** 1997-11-20

**Inventor:** DOERICH MICHAEL (DE)

**Applicant:** SIEMENS AG (DE)

**Classification:**

- international: B60T13/74; F16D65/21

- european: F16D65/14B6B; F16D65/14D6B2; F16D65/14P4D2;  
F16D65/14P4D4; F16D65/14P6F2; F16D65/14P6F4;  
F16D65/14P8F; B60T13/74A; B60T8/24; B60T8/32D14;  
B60T8/48B; F16D65/56D

**Application number:** DE19961029936 19960724

**Priority number(s):** DE19961029936 19960724

**Also published as:**

US5915504 (A1)  
GB2315527 (A)  
FR2753672 (A1)

## Abstract of DE19629936

A brake system (1) for a motor vehicle includes an actuating device controlled by the brake pedal via electrical conductors and designed as an electromagnetic wheel-brake actuator (4) mounted on the brake calliper (5) of each wheel of the vehicle. The wheel-brake actuator is provided with mechanical correcting or adjustment device (47 -52) for automatically balancing out the wear of each brake pad (6). The brake actuator includes a spindle (36) axially driven by an electro-motor via a threaded roller drive, with the axial force of the spindle boosted via a lever mechanism (44) and transferred to a pressure plate (46) which actuates a brake piston. In an alternative design variation, the electro-motor is used, in the brake actuator, with an integrated gear, and is known also as a gear motor (56), and is provided with control- and power electronics, the motor being designed as an electronically commutated DC motor, whose stator part (72) has slots carrying a winding (73).

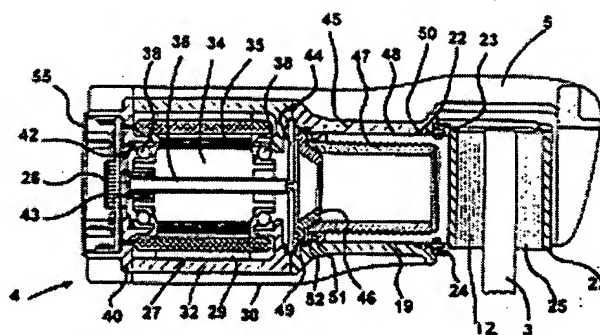


FIG 2

Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

Best Available Copy

**THIS PAGE BLANK (USPTO)**

19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

12 Patentschrift  
10 DE 196 29 936 C 1

51 Int. Cl.<sup>8</sup>:  
B 60 T 13/74  
F 16 D 65/21

21 Aktenzeichen: 196 29 936.5-21  
22 Anmeldetag: 24. 7. 96  
43 Offenlegungstag: —  
45 Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: 20. 11. 97

DE 196 29 936 C 1

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

73 Patentinhaber:  
Siemens AG, 80333 München, DE

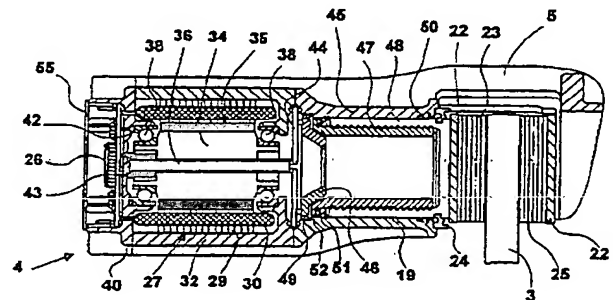
72 Erfinder:  
Doericht, Michael, 93138 Lappersdorf, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit  
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE 29 54 162 C2  
DE 1 96 15 186 A1  
DE 42 29 042 A1  
EP 04 03 635 B1

54 Bremsanlage für ein Kraftfahrzeug

57 Bremsanlage mit einer - von dem Bremspedal des Kraftfahrzeugs über elektrische Leitungen gesteuerten - Betätigungsvorrichtung in Gestalt eines an dem Bremssattel 5 eines jeden Rades montierten elektromechanischen Radbremsaktors 4. Der Radbremsaktor 4 ist mit einer den Verschleiß der Bremsbeläge 6 selbsttätig ausgleichenden mechanischen Nachstellvorrichtung versehen. Diese schließt eine nicht selbsthemmende Gewindepaarung, einen nur in einer Richtung verformbaren Koibendichtring 50 sowie eine Hauptfeder 51 und eine Nebenfeder 49 ein.



DE 196 29 936 C 1

Die Erfindung betrifft eine elektrisch gesteuerte Bremsanlage mit elektromechanischen Radbremsaktoren.

Die bei Kraftfahrzeugen heutzutage zunehmenden Anforderungen an ein modernes Bremssystem — z. B. Antiblockiereinrichtungen, Fahrstabilitätsregelungen, Antriebsschlupfsteuerungen oder Traktionskontrollen — machen radselektive Bremseneingriffe erforderlich. Dies wird bisher mit konventionellen Bremssystemen realisiert, die um Hydropumpen und Magnetventile erweitert sind (DE 29 54 162 C2).

Dabei ergeben sich jedoch Schwingungsprobleme in den Hydraulikleitungen und eine schwierige Ansteuerung der Druckmodulationseinheiten, d. h. der Magnetventile. Bedingt durch die Eigenschaften der Magnetventile, bei denen es sich um hochgradig nichtlineare Zweipunktglieder handelt, ist auch die Regelgüte bezüglich des Bremsdruckes begrenzt.

Des weiteren erfordern solche Bremsanlagen bei der Montage in dem Kraftfahrzeug einen erheblichen Aufwand: Es müssen Bremsleitungen verlegt und angeschlossen, die Bremsanlage mit Bremsflüssigkeit gefüllt und entlüftet und die Dichtigkeit der Anlage überprüft werden. Auch während des Betriebes entsteht ein nicht unerheblicher Wartungsaufwand, insbesondere im Hinblick auf die regelmäßige Erneuerung der Bremsflüssigkeit und deren umweltgerechter Entsorgung.

Zur Zeit rüsten alle bekannten Hersteller ihre Fahrzeuge noch mit konventionellen Bremsanlagen aus. Radselektive Bremseneingriffe werden mittels Hydropumpen und Magnetventilen unter Inkaufnahme der oben angesprochenen Nachteile vorgenommen. Für einen sanften Bremsdruckaufbau — z. B. bei Tempomat- und Abstandsregeleinrichtungen — setzen manche Hersteller elektronisch geregelte Unterdruckbremskraftverstärker ein. Um die Schwingungsprobleme und die damit verbundene Geräuscentwicklung zu unterdrücken, können Proportionalventile und Druckspeicher eingesetzt werden, insbesondere die Proportionalventile erhöhen aber den Preis der Bremsanlage. Die mit der Hydraulikflüssigkeit verbundenen Nachteile werden dadurch nicht beseitigt.

Eine bekannte Bremsbetätigungsvorrichtung für ein Fahrzeug (DE 42 29 042 A1) weist an jedem Rad einen an dem Bremssattel des Rades montierten elektromechanischen Radbremsaktor auf, welcher eine in Achsrichtung angetriebene Spindel und einen Elektromotor enthält. Der Läufer des Elektromotors ist als Spindelmutter eines Spindelgetriebes ausgebildet, das die Drehbewegung des Läufers in eine Linearbewegung der Spindel umsetzt. Die Axialkraft der Spindel wird durch eine hydraulische Übersetzung vervielfacht und auf einen Kolben eines Radbremszylinders übertragen. Eine Nachstellung, die zum Ausgleich des Verschleißes der Bremsbeläge erforderlich ist, erfolgt bei dieser Bremsbetätigungsvorrichtung durch aus einem Vorratsbehälter in den Radbremszylinder nachlaufende Bremsflüssigkeit.

Bei einer elektromechanischen Betätigung der Bremsen muß, da keine Hydraulikflüssigkeit zur Verfügung steht, für eine andere Nachstellmöglichkeit gesorgt werden. Bei einer mechanischen Einrichtung zum selbsttätigen Ausgleich des Bremsbelagverschleißes für eine mechanisch betätigte Feststellbremsvorrichtung (EP 0 403 635 B1) erfolgt die Nachstellung mit Hilfe der hydraulischen Kräfte, die beim Betätigen einer Schei-

benbremse über ein Bremspedal, ein Bremsgerät und einen Hauptbremszylinder erzeugt werden. Die Nachstellung erfolgt bei Belastung der Bremse, es ist dazu ein Zwischenkolben erforderlich.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Bremsanlage der Eingangs genannten Art zu schaffen, bei der ein Verschleiß der Bremsbeläge ausgeglichen werden kann.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch eine Bremsanlage nach Anspruch 1 gelöst. Zweckmäßige Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen niedergelegt.

Die Vorteile der Erfindung liegen insbesondere darin, daß die Nachstellung der Bremsbetätigung bei entlasteter Bremse erfolgen kann. Die vollständigen Radbremsen für jedes Rad des Kraftfahrzeugs können als Fertigteil hergestellt und geliefert werden. Für die Montage an dem Kraftfahrzeug ist nur ein geringer Aufwand nötig, auch der Wartungsaufwand ist gering. An den als Baueinheit gelieferten Bremsaktor am Radbremsattel müssen nur noch elektrische Versorgungs- und Steuerleitungen angeschlossen werden.

Außerdem erlaubt eine solche Bremsanlage eine kontinuierliche Regelung der Bremskraft an jedem Rad des Fahrzeugs. Von der Basisbremsfunktion über Antiblockiersysteme bis hin zu Fahrstabilitätsregelungen und elektronisch geregelter Bremsunterstützung bei Notbremsungen lassen sich alle Anforderungen an eine moderne Bremsanlage ohne zusätzlichen Schaltungs- und Bauteilaufwand realisieren.

Ausführungsbeispiele der Erfindung werden im folgenden anhand der Zeichnungen erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine schematische Darstellung einer erfindungsgemäßen Bremsanlage und

Fig. 2 einen in einen schwimmend montierten Bremssattel für eine Scheibenbremse eines Kraftfahrzeugs integrierten elektromechanischen Radbremsaktor für eine erfindungsgemäße Bremsanlage, in einer Schnittzeichnung;

Fig. 3 den Radbremsaktor nach Fig. 2, in einer Seitenansicht;

Fig. 4 ein anderes Ausführungsbeispiel eines Radbremsaktors einer erfindungsgemäßen Bremsanlage, in einer Schnittansicht;

Fig. 5 den Radbremsaktor nach Fig. 4, in einer Seitenansicht;

Fig. 6 eine in dem Radbremsaktor nach Fig. 4 verwendete Motor-Getriebe-Einheit mit integrierter Steuer- und Leistungselektronik, und

Fig. 7 einen in dem Radbremsaktor nach Fig. 4 verwendeten Kugel-Rampen-Antrieb.

Eine Bremsanlage 1 (Fig. 1) für ein Kraftfahrzeug mit vier Rädern (das hier nicht weiter dargestellt ist) enthält vier Bremsen 2, die je eine Bremsscheibe 3 und eine Betätigungsvorrichtung in Gestalt eines Radbremsaktors 4 — im folgenden auch als — Aktuator oder Aktor bezeichnet —, einschließen. Die Radbremsaktoren 4 sind in je einen zugehörigen Bremssattel 5 integriert, d. h. mit ihm zu einer Baueinheit zusammengefaßt. Der Bremssattel 5 ist als Schwimmsattel ausgebildet. Über Bremsbeläge 6 wird bei Betätigung des Radbremsaktors 4 ein Bremsmoment auf die Bremsscheibe 3 ausgeübt.

Jeder Radbremsaktor 4 verfügt über eine Leistungs- und Steuerelektronik 8, die von einem zugehörigen Steuergerät 9 mit Steuersignalen, zum Beispiel für das Sollmoment eines noch zu beschreibenden Radbremsaktormotors, versorgt wird und an das Steuergerät 9 Rückmeldegrößen, zum Beispiel über das Istmoment

des Aktormotors, übermittelt.

Die Leistung- und Steuerelektronik 8 erhält von dem Radbremsaktor 4 ebenfalls Rückmeldegrößen, zum Beispiel über die Motordrehzahl oder den Motordrehwinkel oder über die Anpreßkraft der Bremsbeläge. Die Sollgrößen für jeden Radbremsaktor werden von der Steuereinheit 9 aus Meßgrößen ermittelt, die von verschiedenen Sensoren geliefert werden, zum Beispiel einem Kraftsensor 10 und einem Wegsensor 12, mit denen ein Pedalkraftsimulator 13 versehen ist, der durch das Bremspedal 14 des Kraftfahrzeugs betätigt wird. Der Pedalkraftsimulator 13 setzt die Bewegung des Bremspedals 14, d. h. die von dem Fahrer wie gewohnt ausgeübte Kraft und den Pedalweg in elektrische Signale um, die dem Steuergerät 9 zugeführt werden und Sollwerte für die Bremsen 2, insbesondere für die Fahrzeugverzögerung und das auf die Bremsscheiben aufzubringende Dreh- oder Bremsmoment darstellen. Zum Berechnen der Sollwerte bei einem Eingriff von Antiblockier- oder Fahrstabilitätsregelungen werden von dem Steuergerät 9 weitere Sensorsignale, zum Beispiel der Querbesehleunigung oder der Gierwinkelgeschwindigkeit und der Raddrehzahlen, ausgewertet.

Die aus Fig. 1 ersichtliche Bremsanlage 1 weist zwei Bremskreise 16 und 17 auf, die auf die Vorderachse und die Hinterachse aufgeteilt sind. Eine genau so gut mögliche Diagonalfremskreisauflösung unterscheidet sich hiervon nur durch eine veränderte Zuordnung der Radbremsseinheiten zu den Steuergeräten und Energieversorgungen. Jeder Bremskreis 16, 17 verfügt über ein eigenes Steuergerät 9 und eine eigene Energieversorgung in Form einer Batterie Bat. 1 bzw. Bat. 2. Die Energieversorgungen und die Steuereinheiten können dabei jeweils in einem Gehäuse untergebracht werden, müssen dann aber funktionell voneinander getrennt sein.

Versorgungsleitungen sind in der Fig. 1 dick eingezeichnet und nicht mit Pfeilen versehen, Steuerleitungen sind dünn eingezeichnet und mit Pfeilen entsprechend der Signalfußrichtung versehen.

Die beiden unabhängig voneinander arbeitenden Steuergeräte 9 können über eine bidirektionale Signalleitung miteinander kommunizieren und dadurch den Ausfall eines Bremskreises 16 oder 17 in dem jeweils anderen Bremskreis erkennen und ggf. geeignete Notmaßnahmen ergreifen. Die Bremsanlage kann auch um ein drittes — hier nicht dargestelltes — Steuergerät, das als Supervisor die beiden Bremskreissteuergeräte überwacht, ergänzt werden.

Der Radbremsaktor 4 ist wie bereits erwähnt direkt an dem Bremssattel 5 montiert (Fig. 2). Dieser weist eine zylindrische Bohrung 19 auf, in der ein verschiebbarer Bremskolben 48 geführt wird. Dieser Bremskolben drückt auf einen plattenförmigen Bremsbelagträger 23 des inneren Bremsbelages 12, und aufgrund der schwimmenden Lagerung des Bremssattels wirkt die gleiche Kraft auf einen äußeren Bremsbelag 25. Dadurch werden die Bremsbeläge an die Bremsscheibe 11 angepreßt und erzeugen aufgrund der Reibung zwischen den Bremsbelägen 23 und 25 und der Bremsscheibe 11 ein Bremsmoment, welches über einen hier nicht dargestellten Halter auf das Kraftfahrzeug übertragen wird und zur Abbremsung führt. Die genaue Funktionsweise von Schwimmsattelbremsen für Fahrzeuge ist hinlänglich bekannt und braucht daher hier nicht weiter erläutert werden. Eine Staubschutzdichtung 24 verhindert das Eindringen von Schmutz, Feuchtigkeit und Belagabrieb in die zylindrische Bohrung 19.

Die Kraft auf den inneren Bremsbelag wird wie folgt aufgebracht:

Über eine Steuer- und Leistungselektronik 26 wird ein Elektromotor 27 angetrieben, der im Ausführungsbeispiel ein elektronisch kommutierter Gleichstrommotor ist. Der Ständer oder Stator des Motors besteht aus einem Ständerteil 29, in dessen Nuten Wicklungen 30 eingebracht sind. Das Ständerteil 29 ist mit einem Motorgehäuse 32 fest verbunden. Der Läufer oder Rotor des Elektromotors besteht aus einer Spindelmutter 34 eines Rollengewindetriebes, auf die Läufermagnete 35 aufgebracht sind. Der Rollengewindetrieb setzt die Drehbewegung der Spindelmutter 34 in eine Längsbewegung der Spindel 36 um. Dementsprechend wird das Motordrehmoment in eine Axialkraft der Spindel 36 umgewandelt. Aufbau und Funktionsweise von Rollengewindetrieben sind bekannt (z. B. Druckschrift RGT der INA Lineartechnik OHG), so daß auf weitere diesbezügliche Ausführungen verzichtet werden kann.

Zur radialen Führung sowie zur Aufnahme der Axialkräfte ist die Spindelmutter 34 auf Lagern 38 gelagert, im Ausführungsbeispiel auf zwei Schrägkugellagern. Die Axialkraft der Spindel 36 wird im Rollengewindetrieb auf die Spindelmutter 34 übertragen, und über ein hinteres Lager 38 in einen Gehäuseboden 40, der mit dem Motorgehäuse 32 fest verbunden ist, eingeleitet. Zwischen Gehäuseboden 40 und dem Außenring des hinteren Lagers 38 befindet sich ein ringförmiger Kraftsensor 42, im Ausführungsbeispiel als piezoelektrischer Sensor ausgeführt, dessen Signal von der Steuer- und Leistungselektronik 26 ausgewertet wird. Der Absolutweg der Spindel 36 in axialer Richtung wird durch einen Wegsensor 43 erfaßt, der im Ausführungsbeispiel als induktiver Sensor ausgebildet ist. Auch dessen Signal wird von der Steuer- und Leistungselektronik 26 verwendet.

Die Axialkraft der Spindel 36 wird über einen Hebelmechanismus 44 übersetzt — und dabei um ein Vielfaches verstärkt — auf eine Druckplatte 46 übertragen. Diese mechanische Übersetzung reduziert die von der Spindel 36 aufzubringende Kraft erheblich, wodurch sich auch die Anforderungen an das Drehmoment des Elektromotors 27 reduzieren und die Reibungskräfte in den Lagern 38 vermindert werden.

Die Druckplatte 46 weist einen inneren konisch verlaufenden Rand auf. Sie ist in einem Gehäuse 45 des Bremssattels 5, im folgenden auch als Sattelgehäuse bezeichnet, mit dem das Motorgehäuse 32 fest verbunden ist, verdrehsicher gelagert und bewegt sich unter dem Einfluß der von dem Hebelmechanismus 44 auf sie ausgeübten Kraft in Längsrichtung auf ein Übertragerteil 47 zu, und dabei wird eine Nebenfeder 49 zusammengedrückt. Liegt die Druckplatte 46 mit ihrem konischen Teil an einem Innenkonus des Übertragerteils 47 an, so entsteht eine kraftschlüssige Verbindung zwischen diesen beiden Teilen. Durch die Reibung zwischen den beiden konusförmigen Teilen wird eine Drehbewegung des Übertragerteils 47 verhindert, da wie erwähnt die Druckplatte 46 nur in axialer Richtung verschiebbar ist.

Das Übertragerteil 47 und ein Bremskolben 48 sind mit einer Steilgewindepaarung versehen, die nicht selbsthemmend ist. Der Bremskolben 48 wird durch eine geeignete Sicherung an seiner Stirnseite an dem inneren Bremsbelagträger 22 verdrehgesichert (beispielsweise durch Vertiefungen, in die Zapfen des Bremsbelagträgers eingreifen). Er kann sich folglich nur in Längs- oder Axialrichtung bewegen. Da Bremskolben 48 und Übertragerteil 47 nun beide verdrehgesichert sind, wird die

Kraft von der Druckplatte 46 über die Steilgewindepaarung auf den Bremskolben 48 und somit auf den Bremsbelag 23 übertragen.

Ein Kolbendichtring 50 ist elastisch verformbar und haftet auf dem Bremskolben 48, solange dessen Weg in Längsrichtung ein vorgegebenes Maß — beispielsweise 1 mm — nicht überschreitet. Bei anliegenden Bremsbelägen ist der Verformungsweg des Kolbendichtrings oder Dichtrings 50 so bemessen, daß durch die normale Aufweitung des Bremssattels 5 und die Kompression der Bremsbeläge 23 und 25 die Haftgrenze zwischen Kolbendichtring 50 und Bremskolben 48 nicht überschritten wird. Ergibt sich jedoch infolge des Belagverschleißes ein längerer Weg des Bremskolbens 48, so gleitet der Kolbendichtring 50 nach Überschreiten der Verformungsgrenze ein Stück auf dem Bremskolben 48 und gleicht damit den Belagverschleiß aus. Damit die Spindel 36 bei der Rückkehr in ihre vom Belagverschleiß unabhängige Ruhelage den Bremskolben 48 nicht wieder vollständig zurückzieht, ist die Steilgewindepaarung zwischen Übertragerteil 47 und Bremskolben 48 nicht selbsthemmend ausgestaltet.

Ist bei einer Entlastung der Bremse nach einer Bremsbetätigung eine Nachstellung zum Ausgleich des Belagverschleißes erfolgt, bewegt sich der Bremskolben 48 in Längsrichtung soweit zurück, bis der Kolbendichtring 50 in seine Ruhestellung gelangt ist. Die Nut des Kolbendichtrings 50 ist so gestaltet, daß eine elastische Verformung nur bei einer Bewegung des Bremskolbens 48 zum Zugreifen der Bremse möglich ist, nicht jedoch bei einem Rückhub des Bremskolbens 48 über die Ruhestellung des Kolbendichtrings 50 hinaus. Der Kolbendichtring 50 hält nun den Bremskolben 48 fest, während sich die Spindel 36 und der mit ihr verbundene Hebelmechanismus 44 noch weiter in ihre verschleißfreie Ruhestellung zurückbewegen. Dabei wird durch die Nebenfeder 49 die Druckplatte 46 von dem Übertragerteil 47 abgehoben und damit auch die Verdrehesicherung des Übertragerteils 47 aufgehoben. Der Bremskolben 48 wird durch den Kolbendichtring 50 festgehalten. Eine Hauptfeder 51 drückt nun über das Axiallager 52 auf das Übertragerteil 47 und versetzt dieses wegen der nicht selbsthemmenden Steilgewindepaarung in Drehung. Das Übertragerteil 47 wandert durch diese Drehbewegung in Längsrichtung aus dem Bremskolben 48 heraus, bis es wieder über die Konusflächen an der Druckplatte 46 zum Anliegen kommt. Damit ist der Verschleiß der Bremsbeläge 6 ausgeglichen, der Bremskolben 48 ist um den Verschleißweg aus der Zylinderbohrung 19 im Bremssattelgehäuse 45 herausgewandert.

Die Funktion des Dichtrings 50 entspricht vollständig der Funktion bei herkömmlichen hydraulisch betätigten Scheibenbremsen und ist aus der Fachliteratur hinlänglich bekannt.

Bei einem Austausch der Bremsbeläge muß der Bremskolben 48 wieder in das Bremssattelgehäuse 45 hineingeschoben werden. Dies wird mit einem Werkzeug erreicht, das in die Vertiefungen auf der Stirnseite des Bremskolbens 48 eingreift und mit dem der Bremskolben 48 wieder in die Zylinderbohrung 16 hineingedreht und auf das Übertragerteil 47 geschraubt wird.

Aus Fig. 3 ist die Lage des Bremssattels 5 und des Radbremsaktors (oder auch: Betätigungsvorrichtung) 4 bezüglich der Bremsscheibe 3 ersichtlich. Das Motorgehäuse 32 und der Gehäuseboden 40 sind mit Kühlrippen versehen. Zum Schutz vor Feuchtigkeit und Schmutz ist über der Steuer- und Leistungselektronik 26 eine Abdeckplatte 55 angebracht.

Ein zweites Ausführungsbeispiel eines erfindungsge-  
mäßigen Radbremsaktors 57 ist aus Fig. 4 und die Lage  
dieses Radbremsaktors 57 und des Bremssattels 5 ge-  
genüber der Bremsscheibe 3 aus Fig. 5 ersichtlich. Da-  
bei wurde der besseren Übersichtlichkeit halber auf die  
Darstellung eines Halters verzichtet. Die Funktion der  
Nachstellung der Bremsen, d. h. des Ausgleiches des  
Bremsbelagverschleißes, entspricht vollständig der  
Funktion des ersten Ausführungsbeispiels der Bremsan-  
lage. Die Druckplatte 46, die auch hier verdrehgesichert,  
aber in axialer Richtung beweglich in dem Gehäuse 45  
des Bremssattels 5 untergebracht ist, wird hier aber  
nicht über einen Hebelmechanismus und eine Spindel  
betätigt, sondern über einen im folgenden beschriebe-  
nen Mechanismus:

Ein Elektromotor 56 mit integriertem Getriebe, der an-  
hand von Fig. 6 noch näher erläutert wird, treibt über  
ein Ritzel 58 ein Zahnscheibensegment 59 an. Das Zahn-  
scheibensegment 59 ist über eine Verzahnung mit der  
Welle einer Betätigungsdruckplatte 60 verbunden. Zwi-  
schen der Betätigungsdruckplatte 60 und einer mit ei-  
nem Kolbenboden 62 fest verbundenen Druckplatte 63  
befinden sich Wälzkörper oder Kugeln 64. Die Betäti-  
gungsdruckplatte 60 und die gehäusefeste Druckplatte  
63 besitzen rampenförmige Vertiefungen 65, in denen  
die Wälzkörper 64 laufen (vgl. Fig. 7). Die Welle der  
Betätigungsdruckplatte 60 ist in einem Gleitlager 66 ge-  
führt und durch eine Dichtung 68 vor Verschmutzung  
und Feuchtigkeit geschützt. Das antreibende Ritzel 58,  
der Elektromotor 56 und das Zahnscheibensegment 59  
werden durch eine hier nicht dargestellte Abdeckhaube  
vor schädlichen Umwelteinflüssen bewahrt.

Zwischen der gehäusefesten Druckplatte 63 und dem  
Kolbenboden 62, der mit dem Sattelgehäuse 45 fest ver-  
bunden ist, befindet sich ein Kraftsensor 69 und an der  
Welle der Betätigungsdruckplatte 60 ist ein Drehwin-  
kelsensor 67 in Form eines Absolutwinkelgebers ange-  
bracht, der hier als ein kapazitiver Sensor ausgebildet  
ist. Da solche Winkelgeber allgemein bekannt sind, ist er  
hier nicht dargestellt. Die Signale der beiden Sensoren  
werden von der Steuer- und Leistungselektronik 26 des  
Elektromotors 56 ausgewertet (vgl. Fig. 6).

Die durch das Zahnscheibensegment 59 vom dem Rit-  
zel 58 auf die Betätigungsdruckplatte 60 übertragene  
Drehbewegung erzeugt durch die in den rampenförmigen  
Vertiefungen 65 sich bewegenden Wälzkörpern 64 eine  
axiale Vorschubbewegung der Betätigungsdruck-  
platte 60. Diese in der Art eines Kugel-Rampen-An-  
triebs erzeugte Vorschubbewegung wird über ein Axial-  
nadelager 70 auf die Druckplatte 46 übertragen, die  
dann wie anhand der Fig. 2 und 3 beschrieben die  
Bremsbeläge bewegt. Die Steigung der rampenförmigen  
Vertiefungen 65 in der gehäusefesten Druckplatte  
63 gegenüber der Betätigungsdruckplatte 60 legen da-  
bei das Übersetzungsverhältnis zwischen dem auf die  
Betätigungsdruckplatte 60 einwirkenden Drehmoment  
und der auf die Druckplatte 52 ausgeübten Kraft fest.  
Neben der Übersetzung durch das Zahnscheibenseg-  
ment 59 und der des Getriebes in dem Motor 56 dient  
diese Übersetzung dazu, das erforderliche Motordreh-  
moment und somit die Motorgröße klein zu halten, was  
einen erheblichen Vorteil gegenüber bekannten Brems-  
anlagen ergibt.

Fig. 6 zeigt den Aufbau des in dem zweiten Ausführungsbeispiel verwendeten Elektromotors 56 mit integriertem Getriebe, (auch als Getriebemotor bezeichnet). An dem Motor 56 ist die Steuer- und Leistungselektronik 26 angebracht, der Motor ist als elektronisch

kommutierter Gleichstrommotor ausgeführt. Der Ständer oder Stator des Motors 56 besteht aus einem mit einem Motorgehäuse 71, das mit Kühlrippen versehen ist, festverbundenen Ständerteil 72, dessen Nuten eine Wicklung 73 aufnimmt. Der Läufer oder Rotor 75 ist glockenförmig ausgebildet und trägt Läufermagnete 76, seine Welle ist in einem Antriebswellenlager 78 geführt, der glockenförmige Teil wird zusätzlich über ein Läuferlager 79 abgestützt.

Das dem Läuferlager 79 gegenüberliegende Ende der Läuferwelle ist mit einer Verzahnung versehen und bildet das Sonnenrad eines Planetengetriebes, das im Ausführungsbeispiel einstufig ausgeführt ist, jedoch auch mehrstufig ausgebildet sein kann. Planetengetriebe sind allgemein bekannt, so daß auf eine ausführliche Beschreibung verzichtet wird. Planetenzahnräder 80, die auf Führungsstiften 81 lose gelagert sind, werden durch die Läuferwelle angetrieben und laufen in einer Innenverzahnung 82 eines mit dem Motorgehäuse 71 festverbundenen Bodenteils 84. Die Planeten-Zahnräder 80 werden durch einen Käfig, bestehend aus einer Käfiggrundplatte 86, einer Käfiggegenplatte 87, den Führungsstiften 81 und Verstrebungsstiften 88, geführt und übertragen die Drehbewegung des Läufers 75 mit einem vorgegebenen Übersetzungsverhältnis auf die Welle des Abtriebs-Ritzels 58, die mit der Käfiggrundplatte 86 fest verbunden ist. Die Welle des Ritzels 58 wird durch das Lager 74 geführt.

Eine solche Anordnung mit feststehendem Außenkranz und angetriebenem Sonnenrad stellt bezüglich des Übersetzungsverhältnisses bei eingeschränktem Bauraum die günstigste Lösung dar.

#### Patentansprüche

1. Bremsanlage (1) für ein Kraftfahrzeug mit einer von einem Bremspedal (14) über elektrische Leitungen gesteuerten Betätigungsvorrichtung, die als ein an dem Bremssattel (5) eines jeden Rades montierter elektromechanischer Radbremsaktor (4) ausgebildet ist,

— der eine zylindrische Bohrung (19) aufweist, in der ein Bremskolben (48) geführt wird, der durch einen Spindeltrieb (34, 36) axial verschoben und gegen einen Bremsbelag (22, 23) gedrückt werden kann und dessen axiale Bewegungen in der zylindrischen Bohrung durch einen Kolbendichtring (50) gebremst werden,

— der ein Übertragerteil (47) aufweist, das mit dem Bremskolben (48) über eine nicht selbsthemmende Gewindepaarung verbunden ist, und

— der mit einer in Umfangsrichtung wirkenden Hauptfeder (51) versehen ist, durch die bei einem Rückhub des Spindeltriebes (34, 36) in seine Ruhelage das Übertragerteil (47) bei durch den Kolbendichtring (50) festgehaltenem Bremskolben (48) axial aus diesem herausgedreht und damit der Bremsbelagverschleiß ausgeglichen wird.

2. Bremsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Spindeltrieb eine von einem Elektromotor (27) über einen Rollengewindetrieb (34) in Achsrichtung angetriebene Spindel (36) enthält, und daß die Axialkraft der Spindel (36), über einen Hebelmechanismus (44) verstärkt, auf eine Druckplatte (46) übertragen wird, die über den Übertragerteil (47) den Bremskolben (48) betätigt (Fig. 2).

3. Bremsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Radbremsaktor (4) eine von einem Elektromotor (56) über ein Ritzel (58) und ein Zahnscheibensegment (59) in Drehbewegung versetzte Druckplatte (60) aufweist, die dabei durch in einer rampenförmigen Vertiefung (65) laufende Wälzkörper (64) in eine axiale Bewegung umgesetzt wird, durch die der Bremskolben (48) betätigt wird (Fig. 4).

4. Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Kolbendichtring (50) derart gestaltet ist, daß er unter elastischer Verformung nur eine Bewegung des Bremskolbens (48) in Richtung einer Bremsbetätigung zuläßt, während er den Bremskolben (48) bei entgegengerichteter Bewegung festhält.

5. Bremsanlage nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß er eine Nebenfeder (49) aufweist, durch die bei einer Entlastung der Bremse die Druckplatte (46) von dem Übertragerteil (47) abgehoben wird (Fig. 4).

Hierzu 4 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -



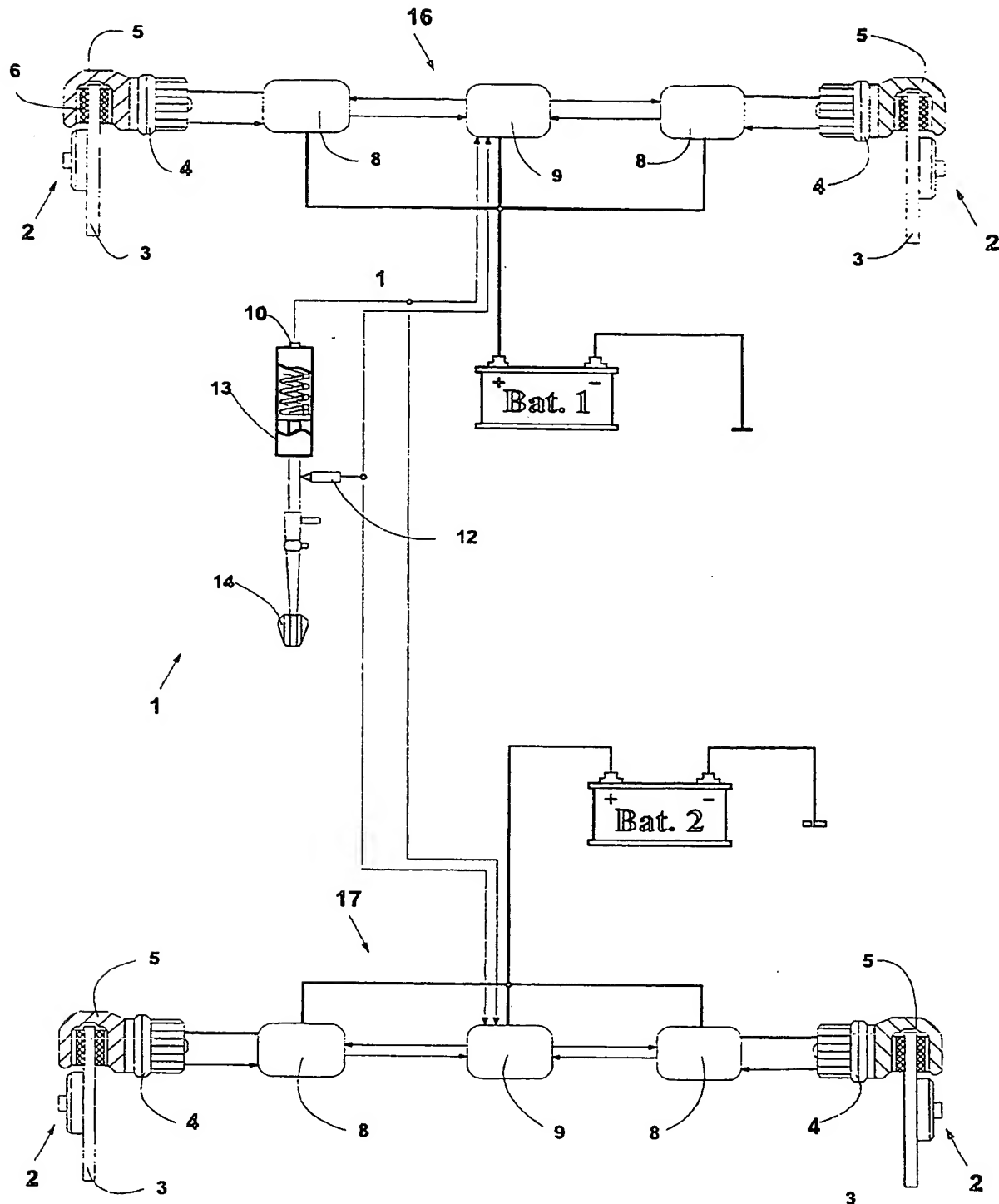


FIG 1

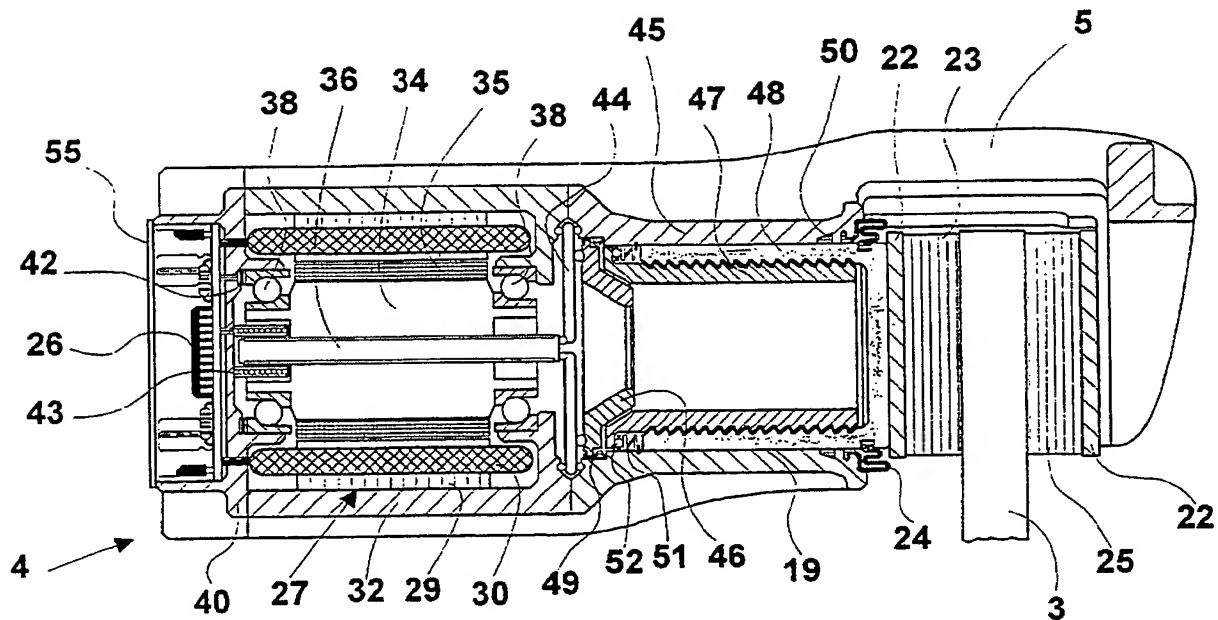


FIG 2

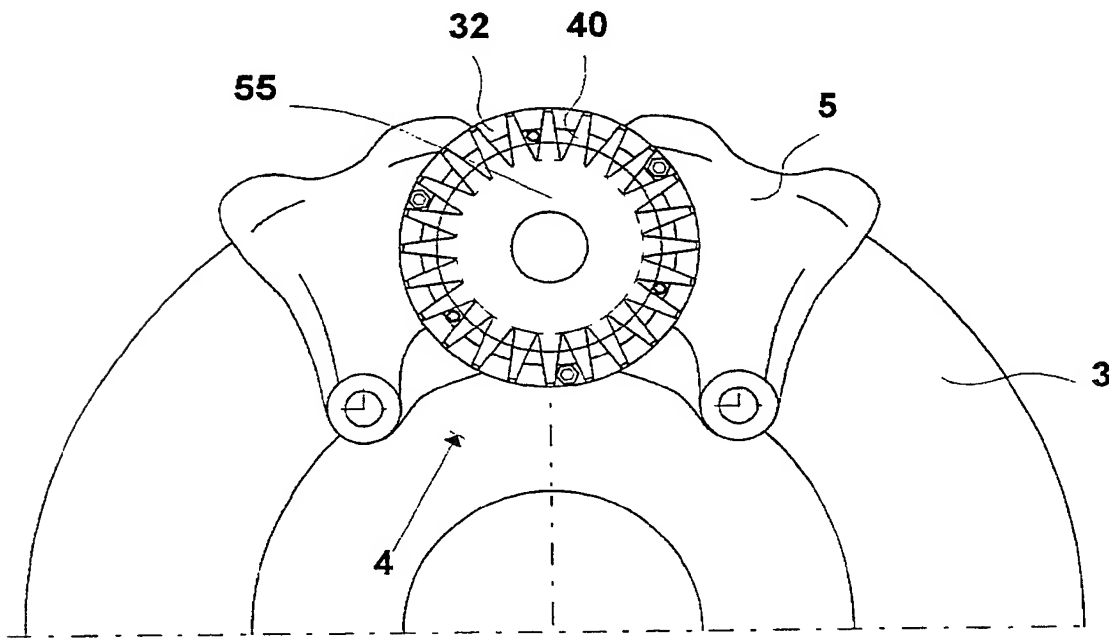


FIG 3

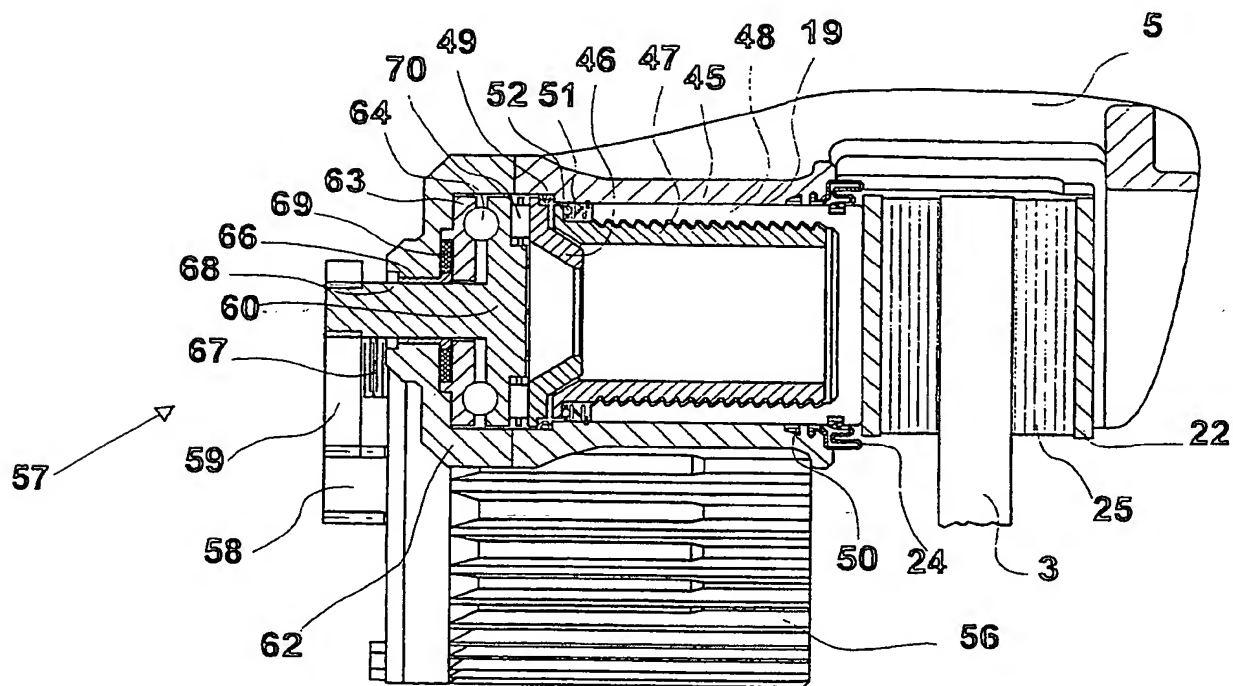


FIG 4

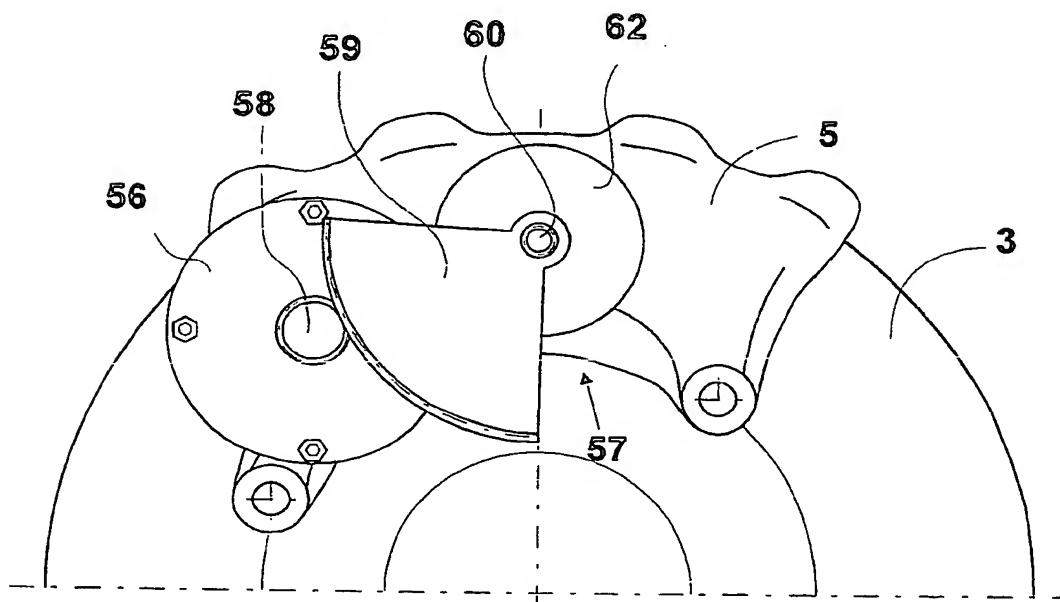


FIG 5

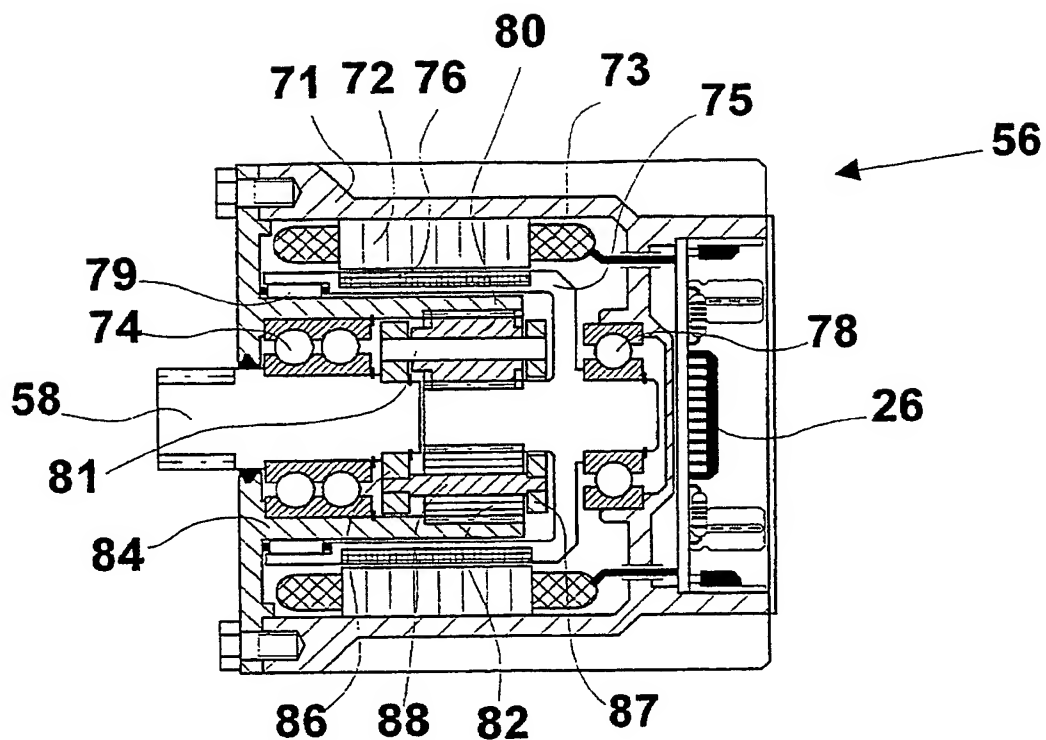


FIG 6

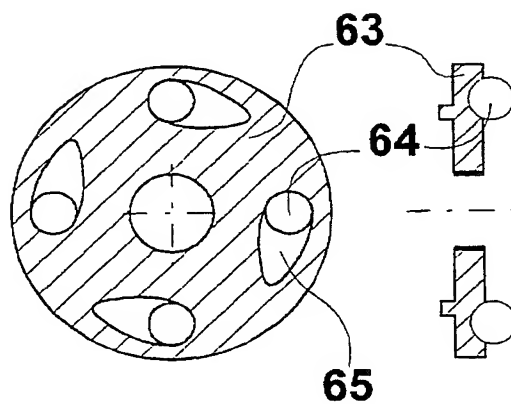


FIG 7

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☒ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**

**THIS PAGE BLANK (U.S.F.)**